

*Предложена практическая методика численного решения задачи оптимизации режима охлаждения бассейна реактора для производства стекломассы в виде задачи минимизации функции удельной чистой прибыли, полученной с учетом применения принудительного струйно-воздушного охлаждения и холодного ремонта реактора (стекловаренной печи). Полученные результаты показали хорошее совпадение с практическими рекомендациями из опыта стекловарения*

# ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ СТРУЙНО-ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВАРОЧНОГО БАССЕЙНА РЕАКТОРА ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА СТЕКЛОМАССЫ

**\*В.М. Кошельник,**  
кандидат технических наук,  
профессор кафедры теплотехники.  
Тел.: (057) 716–05–26; 707–62–23.

**\*А.В. Кошельник,**  
кандидат технических наук,  
доцент кафедры теплотехники.  
Тел.: (057) 716–97–12; 707–62–23.

**\*Е.В. Хавин,**  
младший научный сотрудник.  
Тел.: (057) 717–83–45; 707–62–23.

\*Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический институт», ул. Фрунзе, 21,  
г. Харьков, Украина, 61002.

## 1. Введение. Постановка задачи в общем виде

Решение задач энергосбережения при промышленном производстве стекла связано с необходимостью проведения комплексных исследований по повышению эффективности работы агрегатов, в том числе и стойкости варочного бассейна [1, 2]. Использование электроплавленных огнеупоров для плавильных печей из-за высокой теплопроводности материала требует как тщательной теплоизоляции с целью уменьшения тепловых потерь, так и интенсивного охлаждения на уровне зеркала стекломассы для повышения коррозионной стойкости.

## 2. Анализ последних достижений и публикаций

В работах [3, 4] рассмотрена постановка и решение задачи оптимизации процесса охлаждения варочного

бассейна реактора ванного типа для промышленного производства стекломассы, именуемого далее как «стекловаренная печь», на основе минимизации удельных дополнительных издержек, связанных с применением принудительного охлаждения и холодным ремонтом печи, или максимизации удельной чистой прибыли за полную кампанию печи.

В работе [4] практические расчеты оптимизации режима охлаждения были проведены для варочного бассейна технологического реактора при использовании дискретно – струйной системы воздушного охлаждения, представляющей собой непрерывную цепочку сопел – насадок прямоугольного сечения, установленных с наружной стороны по периметру боковых стен бассейна на уровне зеркала стекломассы (рис. 1, а).

Однако, в последние годы широкое применение получили струйно – канальные системы охлаждения в виде многорядных систем круглых струй, истекающих

истекающих в ограниченное пространство, и имеющие более высокую теплоэффективность, чем система плоских струй [5, 6]. Такие струи, истекающие из перфорированных поверхностей, нашли применение в системах вентиляции и кондиционирования, известны случаи применения таких систем и для процессов сушки и охлаждения.

Например, многоструйный обдув верхней части боковых стен бассейна стекловаренной печи через малые отверстия в перфорированной стенке раздаточного короба, расположенной параллельно охлаждаемой поверхности, имеет боковой двусторонний отвод воздуха (рис. 1, б). Каждую из сторон можно рассматривать по струйно – канальной схеме как плоский канал шириной  $L_{\text{п}}$  равной длине охлаждаемой поверхности, и длиной  $x$ , равной половине ширины охлаждаемой поверхности.

### 3. Нерешенная часть общей проблемы

Ранее при выборе способов и режимов охлаждения варочных бассейнов стекловаренных печей не рассматривались сравнительные показатели эффективности воздушного охлаждения, осуществляемого при помощи одной и той же системы охлаждения по различным схемам – дискретно – струйной и струйно – канальной, что имеет практическое значение при разработке и реализации энергосберегающих мероприятий.

### 4. Цель настоящего исследования

Заключается в определении параметров и выборе эффективной схемы воздушного охлаждения огнеупорной кладки варочного бассейна плавильного агрегата. На основе расчетного эксперимента должны быть установлены оптимальные режимы охлаждения варочного бассейна стекловаренной печи и приведены рекомендации по реализации дискретно – струйного и струйно – канального способа охлаждения.

### 5. Изложение основного материала исследования

Представленное в работе [3] решение сформулированной нами задачи оптимизации процесса охлаждения варочного бассейна сведено к минимизации функции

удельных дополнительных издержек или к максимизации функции удельной чистой прибыли за кампанию печи. Результаты расчетных исследований показали более высокую эффективность применения функции удельной чистой прибыли, поэтому в настоящей работе задача оптимизации охлаждения решается на основе поиска максимума этой функции.

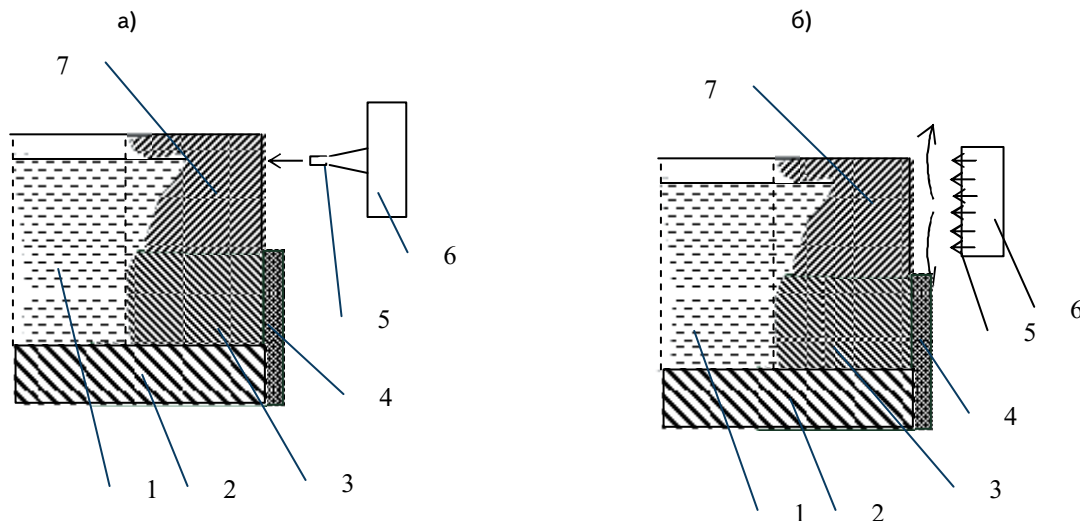
Выражение для определения удельной чистой прибыли имеют вид [3]:

$$\Pi = (\bar{S}_{\text{п}} P T_{\text{п}} - \sum_{j=1}^5 S_j) / (T_{\text{п}} + T_{\text{р}}), \quad (1)$$

где  $\bar{S}_{\text{п}}$  – базовая удельная чистая прибыль производства стекломассы без учета издержек, связанных с применением охлаждения и холодным ремонтом печи;  $P$  – производительность печи;  $T_{\text{п}}$  – рабочая кампания печи;  $S_1$  – стоимость невозвратных потерь тепловой энергии, отводимой с охлаждающей средой системой охлаждения за кампанию печи  $T_{\text{п}}$ ;  $S_2$  – капитальные и эксплуатационные затраты на разработку, изготовление, монтаж и эксплуатацию системы охлаждения за кампанию печи;  $S_3$  – другие дополнительные эксплуатационные издержки за кампанию печи, непосредственно не связанные с работой системы охлаждения (стоимость дополнительных тепловых потерь), которые для современных печей с достаточной точностью можно принять нулю;  $S_4$  – стоимость холодного ремонта печи;  $S_5$  – издержки, связанные с потерей теплоты при разогреве и остановке печи на ремонт;  $S_6$  – косвенные издержки, связанные с потерей прибыли из-за остановки печи на ремонт;  $T_{\text{р}}$  – время холодного ремонта с учетом времени на остановку и разогрев печи.

Математические зависимости для перечисленных издержек, часть из которых представляет собой функции интенсивности охлаждения (кампании печи), получены и подробно описаны в [3] и в настоящей работе не приводятся.

Оптимизация процесса охлаждения рассматривается как задача максимизации функции удельной чистой прибыли ( $\Pi \Rightarrow \max$ ) путем выбора оптимального за кампанию печи управления коэффициентом принуди-



**Рис. 1.** Схемы охлаждения: а – дискретно – струйная; б – струйно – канальная;  
1 – расплав стекла; 2 – подина; 3 – стена бассейна; 4 – изоляция;  
5 – выдувной аппарат; 6 – воздуховод; 7 – охлаждаемый блок.

тельного конвективного теплообмена для систем воздушного охлаждения стен варочного бассейна стекловаренной печи:  $\alpha = \alpha(\tau) \Rightarrow \text{opt}$ .

При этом суммарный коэффициент теплообмена  $\alpha_c = \alpha_k + \alpha_{\text{л}}$ . Здесь  $\alpha_k$  – коэффициент конвективного теплообмена, рассчитывали по рекомендациям [7].  $\alpha_{\text{л}}$  – коэффициент лучистого теплообмена согласно закон Стефана – Больцмана:

$$\alpha_c = \frac{c_0 \varepsilon_{\text{пр}} \left[ \left( \frac{t_{\text{H}} + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_0 + 273}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{H}} - t_0},$$

где  $c_0$  – постоянная Стефана-Больцмана;  $\varepsilon_{\text{пр}}$  – приведенная степень черноты огнеупора,  $t_{\text{H}}$  – температура охлаждаемой поверхности;  $t_0$  – температура охлаждающей среды.

Продолжительность рабочей кампании печи  $T_{\text{П}}$  определяется в соответствии с [7] как период стойкости охлаждаемого огнеупорного стенового бруса на уровне зеркала стекломассы:

$$T_{\text{П}} = \int_{L_{\text{ост}}}^{L_6} W^{-1}(t_{\text{B}}) dL, \quad (2)$$

где  $L_6, L_{\text{ост}}$  – начальная и остаточная толщина стенового бруса соответственно;  $W$  – скорость коррозии;  $t_{\text{B}}$  – температура внутренней поверхности стенового бруса °C;  $L = L(\tau)$  – текущая толщина стенового бруса в момент времени  $\tau$ .

Зависимость для скорости коррозии  $W$  задается в виде экспоненты и имеет вид:  $W = e^{\left( \frac{A^* - B^*}{t_{\text{B}}} \right)}$  [7], где  $A^*$  и  $B^*$  – экспериментальные константы,  $t_{\text{B}}^* = t_{\text{B}} + 273$  – температура внутренней поверхности стенового бруса °K.

Для расчета температуры  $t_{\text{B}}$  согласно данных работы [7] использована система уравнений, описывающая условия теплообмена и теплопередачи:

$$\begin{cases} \frac{\lambda_3}{L}(t_{\text{B}} - t_{\text{H}}) = \alpha_c(t_{\text{H}} - t_0), \\ K_c(t_{\text{C}} - t_{\text{B}}) = K(t_{\text{C}} - t_0), \end{cases} \quad (3)$$

где  $\lambda_3 = \lambda_0 \left( 1 + b_1 \frac{t_{\text{B}} + t_{\text{H}}}{2} \right)$  – эквивалентный коэффициент теплопроводности материала стенки при линейной зависимости коэффициента теплопроводности от температуры  $t$ ;  $t_{\text{B}}$  – температура внутренней поверхности стенового бруса;  $t_{\text{H}}$  – температура наружной, охлаждаемой поверхности стенового бруса;  $t_0$  – температура охлаждающей среды;  $K_c, K$  – коэффициенты теплопередачи от расплава стекломассы через пристенный слой стекломассы к внутренней поверхности стенового огнеупора и от расплава стекломассы в систему охлаждения соответственно [8];  $t_{\text{C}}$  – температура варки стекломассы.

Удельная мощность на единицу площади охлаждаемой поверхности  $N_2 = N_2(\alpha)$  Вт/м<sup>2</sup>, потребляемая системой охлаждения, определяется способом охлаждения, конструкцией и режимом работы системы охлаждения.

Таким образом, решение задачи оптимального управления в соответствии с разработанной нами методикой [4]

осуществляется путем представления функции коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  в виде конечного множества кусочно – постоянных значений:  $\alpha = \alpha_i$  при  $\tau_i \leq \tau \leq \tau_{i+1}$ ,  $L_i \leq L \leq L_{i+1}$ ,  $\tau_1 = 0, \tau_N = T_{\text{П}}$ ,  $i = 1, 2, \dots, N$ , при этом для достаточно большого  $N$  можно считать, что за отрезок времени работы системы охлаждения с  $\alpha = \alpha_i$  коррозия «съедает» отрезок толщины стены  $\Delta L = (L_6 - L_{\text{ост}})/N$  и при  $\Delta \tau_i = \tau_{i+1} - \tau_i$ , температура внутренней и внешней стенки бассейна  $t_{\text{Bi}}, t_{\text{Hi}}$  и скорость коррозии огнеупора  $W_i$  во времени не изменяются, т. е.  $t_{\text{H}} = t_{\text{Hi}}$ ,  $t_{\text{B}} = t_{\text{Bi}}$ ,  $W_i = W(t_{\text{Bi}})$  при  $\tau_i \leq \tau \leq \tau_{i+1}$ .

Применение кусочно-постоянной аппроксимации функций  $\alpha_c, t_{\text{H}}, t_{\text{B}}, W$  позволило преобразовать целевую функцию (1) к виду:

$$\Pi = \left\{ \bar{S}_{\text{П}} P T_{\text{П}} - (S_4 + S_5 + \Delta L \sum_{i=1}^N \bar{S}_{3i} W_i^{-1}(t_{\text{Bi}})) \right\} \frac{1}{(T_{\text{P}} + T_{\text{П}})}, \quad (4)$$

где  $\bar{S}_{3i}$  – эквивалентные приведенные удельные издержки, связанные с работой системы охлаждения на  $i$ -ом временном отрезке, которые в наиболее простом случае  $\alpha = \alpha_i = \text{const}$  приобретают вид:  $\bar{S}_{3i} = [\bar{S}_T \alpha_{ci}(t_{\text{Hi}} - t_0) + \bar{S}_2^* N_{2i}](h_1 - h_2) L_{\text{П}} + \bar{S}_3^*$ , а  $\bar{S}_T$  – приведенная удельная стоимость энергии, теряемой за счет принудительного охлаждения;  $\bar{S}_2^*$  – стоимость энергии, потребляемой системой охлаждения;  $N_{2i} = \text{const}$  – удельная мощность системы охлаждения на  $i$ -ом временном отрезке;  $2x$  – ширина охлаждаемой части стены бассейна;  $L_{\text{П}}$  – длина охлаждаемой части стены бассейна;  $h_1$  – высота стены бассейна;  $h_2$  – высота изолированной части стены бассейна;  $\bar{S}_3^*$  – приведенные удельные затраты на разработку, изготовление, монтаж и эксплуатацию системы охлаждения.

На изменение варьируемого коэффициента теплообмена накладываются ограничения, связанные с техническими возможностями используемой системы охлаждения:

$$\alpha_0 \leq \alpha_i \leq \alpha_m, i = 1, 2, \dots, N. \quad (5)$$

Выражения для периода стойкости (2) (кампании печи) при кусочно – постоянной аппроксимации скорости коррозии приобретает вид:

$$T_{\text{П}} = \Delta L \sum_{i=1}^N W_i^{-1}(t_{\text{Bi}}). \quad (6)$$

Расчет удельной мощности систем воздушного охлаждения основывается на критериальных зависимостях, определяющих тепломассообмен при струйном воздушном охлаждении. Основной объем информации по тепломассообмену в дискретных цепочках плоских струй обобщен в работах [5, 9], что позволило использовать в настоящей работе критериальное уравнение для расчета средней интенсивности конвективного теплообмена для дискретной плоской струи (цепочки струй) в виде:

$$Nu = 0,36 Re^{0,63}, \quad (7)$$

где  $Nu_i = 2x\alpha_i / \lambda_b$  – критерий Нуссельта;

$Re_i = 2,65 \frac{G_i(2x)^2}{\sqrt{bh}}$  – критерий Рейнольдса; где  $\lambda_b$  –

коэффициент теплопроводности воздуха,  $G_i$  – удельный массовый расход воздуха;  $\nu$  – кинематическая вязкость воздуха;  $h$  – расстояние от среза соплового аппарата до охлаждаемой поверхности;  $b$  – ширина сопла.

Зависимость (7) справедлива при следующих соотношениях:  $5 \cdot 10^3 \leq Re \leq 5 \cdot 10^5$ ,  $8 \leq x/b \leq 30$ ,  $h/b \geq 7$ .

Особенностью тепломассообмена для системы струй в ограниченном пространстве (струйно – канальных систем) является учет геометрии перфорации выдувных отверстий и отработанного сносщего потока на теплоэффективность системы. В работе [6] для обобщения экспериментальных исследований в таких системах использован так называемый канальный метод для анализа и описания результатов среднего теплообмена. В соответствии с канальной методикой обобщения результатов, авторами вводится корректирующий поправочный коэффициент  $\varepsilon$ :

$$Nu = \varepsilon Nu_{\infty}, \quad (8)$$

где  $Nu$  – критерий Нуссельта для струйно-канального охлаждения;  $Nu_{\infty} = 0,018 Re_K^{0,8}$  – критериальное уравнение для стабилизированного турбулентного течения в канале;  $Re_K$  – канальный критерий Рейнольдса.

При одностороннем отводе отработанного потока обобщенные зависимости коэффициента  $\varepsilon$  для более эффективной редко расположенной системы струй имеют вид:

$$\varepsilon = 2,8(\bar{f})^{-0,4}, \text{ при } L_K/d_r = 1,4 \div 2,7,$$

$$\varepsilon = 6,9(\bar{f})^{-0,4} (L_K/d_r)^{-0,92}, \text{ при } L_K/d_r = 2,7 \div 55, \quad (9)$$

где  $L_K$  – длина канала ( $L_K = x$ );  $d_r = 2h$  – гидравлический диаметр;  $h$  – расстояние от системы выдувных отверстий до охлаждаемой поверхности (высота канала);  $\bar{f} = f_0/f_T$  – относительная площадь выдувных отверстий;  $f_0$  – площадь выдувных отверстий;  $f_T$  – площадь охлаждаемой поверхности. Зависимости справедливы в пределах:  $\bar{f} = 0,005 \div 0,07$ ,  $Re_K = 1,5 \cdot 10^3 \div 5 \cdot 10^4$ ,  $h/d = 1 \div 10$ ,  $s/d = 3,5 - 12$ , где  $d$  – диаметр отверстий перфорации;  $s$  – шаг перфорации, причем интенсивность среднего теплообмена не зависит от схемы расположения отверстий перфорации и от соотношения продольного и поперечного шагов перфорации.

Зависимости (7) и (8) позволяют получить связь между удельным массовым расходом воздуха  $G_i$  и коэффициентом принудительного теплообмена  $\alpha_i$ :

$$G_i = 1,92 \rho \nu (\alpha_i / \lambda_b)^{1,59} (2x)^{0,09} h^{0,5} \bar{f}^{0,5} - \quad (10)$$

для дискретно – струйного охлаждения и

$$G_i = 6,57 \rho \nu (\alpha_i / \lambda_b)^{1,25} (2x)^{0,15} h^{0,1} \bar{f}^{0,5} - \quad (11)$$

для струйно – канального способа охлаждения, где  $\rho$  – плотность воздуха. Относительная площадь выдувных отверстий  $\bar{f}$  для дискретно – струйного способа охлаждения определяется зависимостью  $\bar{f} = b/2x$  и  $\bar{f} = \pi d^2/4s^2$  – для струйно – канального способа охлаждения при одинаковом продольном и поперечном шаге выдувных отверстий.

Удельная мощность систем охлаждения может быть представлена через удельные расходы (10) и (11).

Для дискретно – струйного охлаждения:

$$N_{2i} = \zeta G_i^3 / (2\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{рл}} \rho^2 \bar{f}^3), \quad (12)$$

струйно – канальной системы охлаждения:

$$N_{2i} = \zeta^* G_i^3 (x/h)^2 / (2\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{рл}} \rho^2), \quad (13)$$

где  $\zeta, \zeta^*$  – суммарные коэффициенты аэродинамического сопротивления дискретно – струйной и струйно – канальной систем охлаждения соответственно;  $\eta_{\text{мех}}$  – к.п.д. вентилятора и передачи;  $\eta_{\text{рл}}$  – эксплуатационный к.п.д. регулирования, соответствующий текущему режиму работы (расход и давление).

Суммарный коэффициент аэродинамического сопротивления струйно – канальной системы воздушного охлаждения определяется с учетом вдува и прокачки охлаждающей среды через канал [10,11]:

$$\zeta^* = \zeta + \zeta_1 + \zeta_2,$$

где  $\zeta$  – собственно коэффициент аэродинамического сопротивления системы охлаждения (до среза выдувных отверстий);  $\zeta_1 = A^2 / (\mu_0^2 \pi^2 A)$  – коэффициент аэродинамического сопротивления вдуву струй в канал [10];

$\zeta_2 = \frac{2}{\pi^2 A} - 1$  – коэффициент аэродинамического сопротивления прокачке охлаждающей среды через канал [11];  $A = \sqrt{2} \mu_0 f_0 / f_K$  – комплекс струйно – канального гидромеханического подобия [6];  $\mu_0$  – коэффициент расхода выдувных отверстий;  $f_0 = 2x L_{\Pi} \pi d^2 / 4s^2$ ,  $f_K = h L_{\Pi}$  – проходное сечение для струйного и канального потоков.

Таким образом, задача оптимизации охлаждения в дискретной постановке представляет собой задачу поиска максимума функции (4) при наличии ограничений (5). На любом этапе вычислительного процесса для известного набора переменных  $\alpha_{ci}$  из системы (3) определяются температуры  $t_{Bi}$  и  $t_{Hi}$ , позволяющие вычислять скорость коррозии  $W_i$  и период стойкости (кампанию печи)  $T_{\Pi}$  (6). Значения удельного расхода  $G_i$  (10), (11) позволяют определить удельную мощность систем охлаждения  $N_{2i}$  (12), (13), потребляемую системами охлаждения. Соответствующие значения указанных параметров позволяют определить значения целевой функции в процессе оптимизационного поиска.

Поиск максимума функции (4) в рамках двухсторонних ограничений (5) практически представляет собой задачу поиска безусловного экстремума и производился методом координатного спуска в сочетании с методом золотого сечения с помощью программного обеспечения, разработанного с учетом рекомендаций [12].

Численные расчеты оптимальных режимов охлаждения были проведены для варочного бассейна крупной стекловаренного реактора, изготовленного из плавленого огнеупора бакор 33, при охлаждении по дискретно – струйной и струйно – канальной схеме. Геометрия бассейна, физические и технологические характеристики огнеупорной кладки и стекломассы приведены в табл. 1, технико-экономические характеристики эксплуатации и холодного ремонта печи – в табл. 2. технико – экономические и физические характеристики системы охлаждения и охлаждающей среды – в табл. 3. Параметр кусочно-постоянной аппроксимации  $N$  изменялся от 80 до 100.

Таблица 1.

Геометрия бассейна, физические и технологические характеристики огнеупорной кладки и стекломассы

Наименование и обозначение		Размерность	Значение
Высота стены бассейна, $h_1$		м	1,5
Высота изолированной части стены, $h_2$		м	1,2
Длина охлаждаемой части стены бассейна, $L_{II}$		м	48,1
Ширина охлаждаемой части стены бассейна, $2x = h_1 - h_2$		м	0,3
Начальная толщина стенового бруса на уровне зеркала стекломассы, $L_6$		м	0,25
Минимальная остаточная толщина стенового бруса, $L_{ост}$		м	0,02
Константы зависимости коэффициента теплопроводности стенового огнеупора от температуры	$b_1$	$1/K$	$0,66 \cdot 10^{-4}$
	$\lambda_0$	Вт/(м <sup>2</sup> К)	4,07
Константы для расчета скорости коррозии огнеупора	$A^*$	—	13,9
	$B^*$	—	$0,248 \cdot 10^{-5}$
Температура варки стекломассы, $t_c$		°С	1550

Таблица 2.

Технико-экономические характеристики эксплуатации и холодного ремонта печи

Наименование и обозначение	Размерность	Значение
Производительность печи, $P$	кг/час	6250
Удельная чистая прибыль производства стекломассы, $\bar{S}_{II}$	грн./кг	0,085
Время холодного ремонта печи, $T_p$	час.	1080
Стоимость холодного ремонта печи, $S_4$	грн.	$2,26 \cdot 10^6$
Издержки, связанные с потерей тепловой энергии при разогреве и остановке печи, $S_5$	грн.	$338,5 \cdot 10^3$
Базовая удельная чистая прибыль процесса производства стекломассы, $\bar{S}_{II}$	грн./кг	0,085

Таблица 3.

Технико — экономические и физические характеристики системы охлаждения и охлаждающей среды

Наименование и обозначение		Размерность	Значение
Суммарная площадь системы выдувных отверстий системы охлаждения, $f_0$	Дискретно – струйная	м <sup>2</sup>	0,2405
	Струйно – канальная	м <sup>2</sup>	1,01
Расстояние от выдувных отверстий до охлаждаемой поверхности, $h$	Дискретно – струйная	м	0,04
	Струйно – канальная	мм	12,3
Суммарный коэффициент аэродинамического сопротивления воздушного тракта	Дискретно – струйная, $\varsigma$	нс <sup>2</sup> /кг м	2,25
	Струйно – канальная, $\varsigma^*$	нс <sup>2</sup> /кг м	7,9
Суммарный КПД нагнетателя, $\eta_{исх}$		%	90
Ширина сопла прямоугольного насадка дискретно – струйной системы охлаждения, $b$		мм	5
Диаметр выдувных отверстий струйно – канальной системы охлаждения, $d$		мм	3
Шаг перфорации струйно – канальной системы охл., $s$		мм	10
Коэффициент расхода выдувных отверстий, $\mu$			0,7
Удельные приведенные затраты на разработку, изготовление, монтаж и экспл. системы охл., $\bar{S}_3^*$		грн/час	2,25
Стоимость энергии, потребляемой системой охлад., $\bar{S}_2^*$		грн/дж	$0,67 \cdot 10^{-7}$
Приведенная удельная стоимость энергии, теряемой за счет охлаждения, $\bar{S}_T$		грн/дж	$0,935 \cdot 10^{-8}$
Температура охлаждающей среды, $t_0$		°С	20



Оптимизационные расчеты проводились при следующих ограничениях на значение коэффициента теплоотдачи:  $10 \leq \alpha_i \leq 400, i = 1, 2, \dots, N$ .

Результаты оптимизационных расчетов ( $P_{\max}$ ,  $T_{\text{порт}}$ ) представлены в табл. 4, здесь же для сравнения приведена удельная прибыль при отсутствии охлаждения и в случае применения сверх интенсивного дискретно – струйного охлаждения.

На рис. 2 – 5 показано изменение коэффициента теплоотдачи, расхода воздуха на метр длины охлаждаемой поверхности, температуры охлаждаемой поверхности и толщины стенового огнеупора на уровне зеркала стекломассы за кампанию печи при применении оптимального дискретно – струйного и струйно – канального охлаждения.

На этих же рисунках показано изменение температуры наружной поверхности и толщины огнеупора за кампанию печи при отсутствии охлаждения. Полученные результаты показывают, что в начальный период рабочей кампании агрегата (первые 25 – 30% работы) оптимальный режим охлаждения практически линейно интенсифицируется увеличением расхода воздуха с  $0,05 \text{ м}^3/(\text{с м})$  до  $0,35 \text{ м}^3/(\text{с м})$  для дискретно – струйного охлаждения, и с  $0,03 \text{ м}^3/(\text{с м})$  до  $0,4 \text{ м}^3/(\text{с м})$  – для струйно – канального охлаждения.

В оставшийся период работы следует применить равномерно – интенсивный режим охлаждения с расходом воздуха  $0,4 \text{ м}^3/(\text{с м})$  (дискретно – струйная схема) и  $0,5 \text{ м}^3/(\text{с м})$  (струйно – канальная схема). При этом, оптимальный стационарный струйно – канальный режим

Таблица 4.

Результаты оптимизации режимов охлаждения.

Способ охлаждения	Максимальная удельная чистая прибыль, $P_{\max}$ , грн/час.	Оптимальная кампания, $T_{\text{порт}}$ , мес.
Дискретно-струйный	362	48
Струйно-канальный	395	189
Отсутствие охлаждения	175	10,3
Охлаждение по сверх интенсивному режиму $\alpha = 350 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ ,	274	108

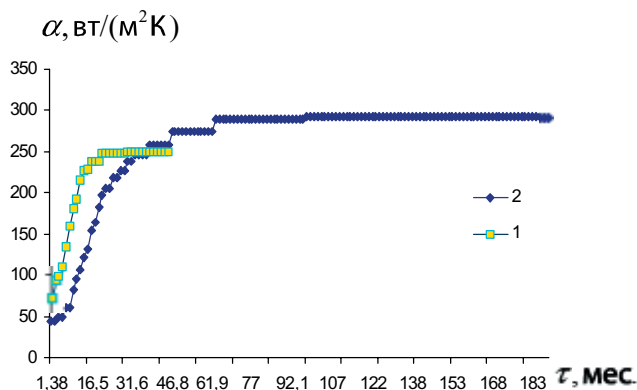


Рис. 2. Оптимальное изменение коэффициента теплоотдачи за кампанию печи: 1 – дискретно – струйное охлаждение; 2 – струйно – канальное охлаждение.

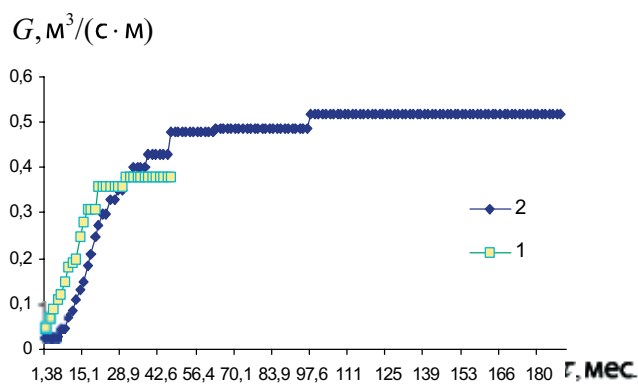


Рис. 3. Оптимальное изменение расхода воздуха за кампанию печи: 1 – дискретно – струйное охлаждение; 2 – струйно – канальное охлаждение.

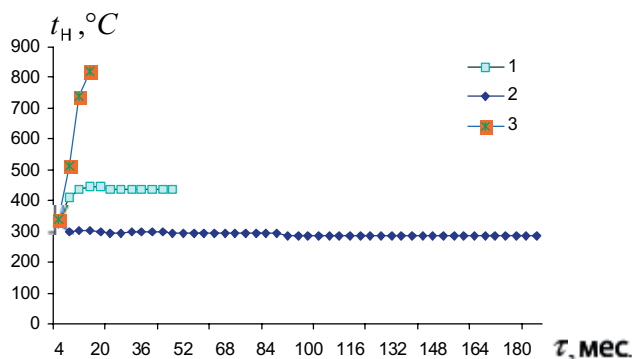


Рис. 4. Изменение температуры охлаждаемой поверхности за кампанию печи: 1 – дискретно – струйное охлаждение; 2 – струйно – канальное охлаждение, 3 – без охлаждения.

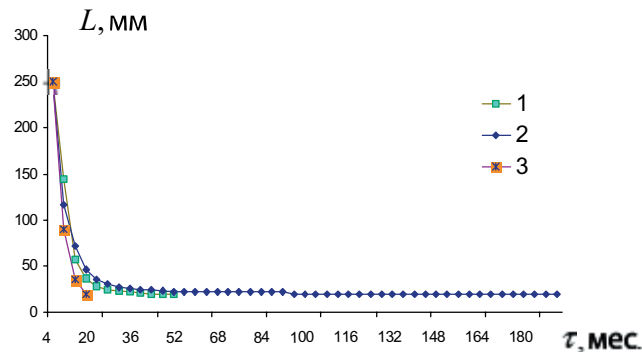


Рис. 5. Изменение толщины охлаждаемого огнеупора за кампанию печи: 1 – дискретно – струйное охлаждение; 2 – струйно – канальное охлаждение, 3 – без охлаждения.

охлаждения обеспечивает более низкий (на 40%) уровень температуры охлаждаемой поверхности стенового огнеупора.

Пропорционально росту интенсивности охлаждения замедляется коррозионный износ охлаждаемой огнеупорной кладки (рис. 4), а в технико – экономическом отношении в данном случае следует отметить несколько более высокую эффективность струйно – канального способа охлаждения.

## 6. Выводы по работе и перспективы дальнейших исследований

1. В работе сформулирована и решена задача выбора оптимального способа струйного воздушного охлаждения варочного бассейна реактора для производства стекломассы. Задача оптимизации представлена в виде задачи поиска максимума функции удельной чистой прибыли за полную кампанию печи путем выбора оптимального управления коэффициентом принудительного теплообмена для дискретно – струйного и струйно – канального охлаждения.

2. Для реактора ванного типа для производства стекломассы проведены сравнительные расчеты по выбору

оптимального процесса охлаждения варочного бассейна с использованием дискретно – струйного и струйно – канального способа охлаждения.

3. Для рассмотренного варианта раскладки стенового огнеупора следует отметить более высокую эффективность струйно – канального охлаждения. Оптимальный режим работы струйно – канальной системы охлаждения позволяет получить более высокую удельную прибыль (на 9%) при увеличении рабочей кампании более, чем в 4 раза.

4. Установлено, что рекомендуемые ранее институтом Гипростекло средние нормы расхода воздуха  $0,5 - 1,0 \text{ м}^3/(\text{с м})$  [13, 14] и сверхинтенсивное охлаждение с расходом воздуха на уровне  $1,5 - 2,0 \text{ м}^3/(\text{с м})$  [14] в современных экономических условиях неоправданны, так как они приводят к значительным эксплуатационным издержкам.

5. Разработанная методика и результаты исследований открывают возможность проведения комплексных исследований по оптимизации параметрических характеристик способов охлаждения применительно к высокотемпературным агрегатам ванного типа с учетом реальных условий их работы.

## Литература

1. Матвеев Г.М., Миронов В.В., Раскина Э.М., Тарасевич К.А. Энергосбережение при варке стекла // Стекло и керамика, 1998. – №11. – С.10 – 11.
2. Мацевитый Ю.М., Кошельник В.М., Соловей В.В., Кошельник А.В., Долженко Е.Ю. Системный подход к решению задач энергосбережения в промышленных высокотемпературных теплотехнологических комплексах. // Проблемы машиностроения. – 2004. – Том 4. – № 4. – с.43 – 52.
3. Кошельник В.М., Хавин Е.В. Постановка задачи оптимизации режима охлаждения варочного бассейна стекловаренной печи. // Вестник НТУ ХПИ, Сборник научных трудов: «Хімія, хімічна технологія та екологія». - Харьков: НТУ ХПИ- 2003. – №11. – с.73- 78.
4. Кошельник В.М., Хавин Е.В. Решение задачи оптимизации режима охлаждения варочного бассейна на основе минимизации дополнительных издержек за кампанию стекловаренной печи. // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов «Химия, химическая технология и экология» – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2004. – №14. – с.75-86.
5. Дыбан Б.П., Мазур А.И. Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел. – Киев: Наукова думка, 1982. – 303с.
6. Мазур Л.И. Теплообмен осесимметричных струй, взаимодействующих с поверхностью в ограниченном пространстве. / Сб. Процессы переноса в однородных и неоднородных средах. – Киев: – 1989. – с.63 – 84.
7. Кошельник В.М., Хавин Е.В., Хавина И.П. Расчет коррозионной стойкости огнеупоров варочного бассейна // Вестник НТУ ХПИ, Сборник научных трудов: «Новые технические решения в современных технологиях». - Харьков: НТУ ХПИ-2002. – №9. – т.12. – с.107-112.
8. Захариков Н.А. Теплообменные процессы в стекловаренных печах. – К: Гостехиздат УССР, – 1962. – 247с.
9. Исаченко В.П., Кушнарв В.И. Струйное охлаждение. – М.: Энергоиздат, 1984. – 216с.
10. Дыбан Е.П., Мазур А.И. Потери давления в канале при вдуве системы струй. // Докл. АН УССР, сер.А. – 1986. – №8. – с.37 – 40.
11. Дыбан Е.П., Мазур А.И. Гидравлическое сопротивление и локальный теплообмен при вдуве в канал системы импульсных струй. // Инженерно-физический журнал. – 1987. – Т.52. – №6. – с.88 – 89.
12. Мудров А.Е. Численные методы на языках Бейсик, Фортран и Паскаль. -Томск: МП «Раско», – 1991. – 272с.
13. Бондарев К.Т., Попов О.Н. Рациональные режимы охлаждения и изоляции стекловаренных печей. // Стекло и керамика. – 1974. – №1. – с.4 – 10.
14. Волгина Ю.М. Теплотехническое оборудование стекольных заводов. Учебник для техникумов. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Стройиздат, – 1982. – 276с.